

(19) 日本国特許庁 (J P)

(12) 公開特許公報 (A)

(11)特許出願公開番号

特開平10-26186

(43) 公開日 平成10年(1998)1月27日

(51) Int.Cl.⁶ 識別記号 執内整理番号 F I 技術表示箇所
F 1 6 F 15/30 8919-3 J F 1 6 F 15/30 G
15/131 8919-3 J P

審査請求 未請求 請求項の数13 O.L. (全 7 頁)

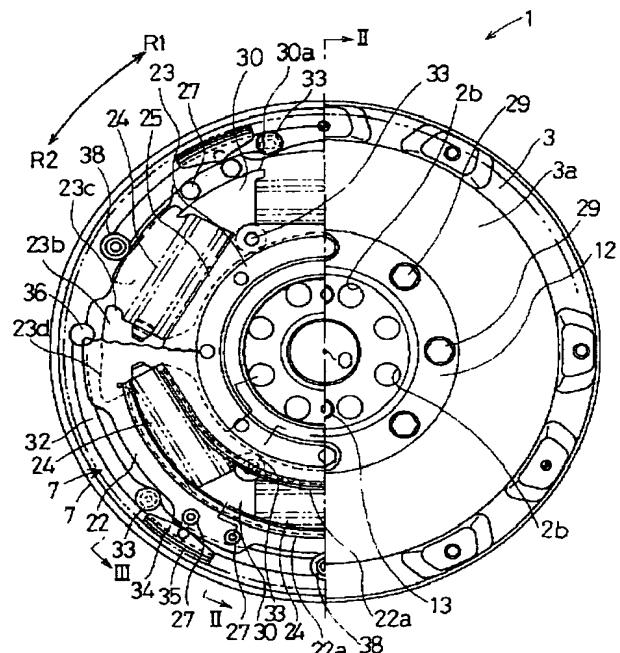
(21)出願番号	特願平8-180942	(71)出願人	000149033 株式会社エクセディ 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号
(22)出願日	平成8年(1996)7月10日	(72)発明者	梶谷 郊二 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エクセディ内
		(72)発明者	水上 裕司 大阪府寝屋川市木田元宮1丁目1番1号 株式会社エクセディ内
		(74)代理人	弁理士 小野 由己男 (外1名)

(54) 【発明の名称】 フライホイール組立体

(57) 【要約】

【課題】 信頼性の高い構造で低速域において第1フライホイールと第2フライホイールとを相対回転不能に連結する。

【解決手段】 フライホイール組立体1は、第1フライホイールと第2フライホイール3とダンバー機構5とレバー機構7とを備えている。第2フライホイール3は、第1フライホイールと相対回転自在に配置されている。ダンバー機構5は、第1フライホイールと第2フライホイール3とを回転方向に連結する。レバー機構7は、第1フライホイールと第2フライホイール3との相対角度が所定角度以上になると両フライホイールを相対回転不能に連結する。



【特許請求の範囲】

【請求項1】第1フライホイールと、
前記第1フライホイールと相対回転自在に配置された第
2フライホイールと、
前記第1フライホイールと前記第2フライホイールとを
回転方向に連結する弹性連結部と、
前記第1フライホイールと前記第2フライホイールとの
相対角度が所定角度以上になると前記両フライホイール
を相対回転不能に連結するロック機構と、を備えたフライ
ホイール組立体。

【請求項2】前記ロック機構は、前記第1フライホイール
と前記第2フライホイールとを連結する摩擦クラッチ
を含んでいる、請求項1に記載のフライホイール組立
体。

【請求項3】前記ロック機構は、レバー機構と、前記レ
バー機構に設けられ前記第1フライホイールと前記第2
フライホイールとを相対回転不能に連結可能なクラッチ
と、前記第1フライホイールと前記第2フライホイ
ールとの捩じり相対角度が所定角度以上になると前記レバ
ー機構を作動する作動機構とを含む、請求項1に記載の
フライホイール組立体。

【請求項4】前記ロック機構は、遠心力により前記第1
フライホイールと前記第2フライホイールとの連結を抑
制する慣性質量体を含んでいる、請求項1～3のいづれ
かに記載のフライホイール組立体。

【請求項5】前記クラッチは、前記第1フライホイール
と前記第2フライホイールとを連結する摩擦クラッチで
ある、請求項3または4に記載のフライホイール組立
体。

【請求項6】前記レバー機構は、支点が前記第1フライ
ホイールに固定されたレバーを含み、
前記摩擦クラッチは、前記レバーに設けられ前記第2フ
ライホイールに対向する、請求項2～5のいづれかに記
載のフライホイール組立体。

【請求項7】前記第2フライホイールは、前記第1フライ
ホイール側に突出し前記摩擦クラッチが対向する摩擦
係合部を有している、請求項6に記載のフライホイール
組立体。

【請求項8】前記摩擦係合部は、前記第2フライホイ
ールの外周から前記第1フライホイール側に延びる円筒部
の内周面であり、

前記摩擦クラッチは前記円筒部の前記内周面に沿った弧
状面を有している、請求項7に記載のフライホイール組立
体。

【請求項9】前記レバーの一端には前記作動機構が当接
可能な被作動部が設けられ、
前記慣性質量体は前記レバーの他端に設けられている、
請求項6～8のいづれかに記載のフライホイール組立
体。

【請求項10】前記作動機構は、前記被作動部に当接可

能な傾斜押し上げ面を有している、請求項3～9のいづ
れかに記載のフライホイール組立体。

【請求項11】前記レバー機構は、前記被作動部に設け
られた回転体をさらに含んでいる、請求項9または10
に記載のフライホイール組立体。

【請求項12】前記作動機構は、前記第2フライホイ
ールに固定され前記弹性連結部を収容する収容部を有する
フランジ部材である、請求項3～11のいづれかに記載
のフライホイール組立体。

10 【請求項13】前記弹性連結部は、回転方向に直列に配
置された複数の弹性部材を有している、請求項1～12
のいづれかに記載のフライホイール組立体。

【発明の詳細な説明】

【0001】

【発明の属する技術分野】本発明は、フライホイール組
立体、特に、2分割された各フライホイール間にダンパー
機構を設けたフライホイール組立体に関する。

【0002】

【従来の技術】フライホイールはエンジンのクランクシ
ヤフトの後端に取り付けられ、その慣性モーメントにより
低速運転時の回転むらを防止する。また、フライホイ
ールには、始動用リングギアやクラッチ等が取り付けら
れる。このフライホイールを第1フライホイールと第2
フライホイールとに分割し、その間にダンパー機構を設
けたフライホイール組立体が知られている。ダンパー機
構は、両フライホイールが相対回転すると円周方向に圧
縮されるように配置された弹性部材を含んでいる。ま
た、ダンパー機構には、弹性部材と並列に作用する摩擦
発生機構を備えたものがある。

30 【0003】車輌の駆動伝達系から生じる音振問題とし
ては、たとえば、走行時における駆動系歯打ち音及びこ
もり音がある。これら音振を低減するためには、加減速
トルク域の捩じり剛性を極力下げるにより、駆動系
捩じり共振周波数をエンジンの実用回転域より低く設定
する必要がある。ダンパー機構において捩じり剛性を下
げるためには、弹性部材の捩じり角度を広くしたり、複
数の弹性部材を直列に作用するように配置することが考
えられる。

【0004】

40 【発明が解決しようとする課題】一方、2分割フライホ
イール組立体においては、エンジン始動及びエンジンを
切ったときに低回転域（たとえば500rpm以下）にお
ける共振点を通過する。このとき、過大トルク変動が
生じ、ダンパー機構が破損したり音／振動が激しくなる
ことがある。このような問題を解決するために、たとえ
ば特開平5-18440号公報に示すように、低速回転
域においては第1フライホイールと第2フライホイール
とをロックし、高速回転域になると両者のロックを解除
することでダンパー機構を作動可能状態にするロック機
構がある。特開平5-18440号に示すロック機構

は、両フライホイールをロックするロック部材と、ロック部材をロック位置に付勢する弾性部材とを有している。低速回転域ではロック部材はばねに付勢されてロック位置に配置され、高速回転域になるとロック部材が遠心力により半径方向外方に移動し、弾性部材からの付勢力に打ち勝つことでロック解除位置に移動する。このフライホイール組立体では、ロック部材が嵌合するための嵌合部が両フライホイールに形成されている。これらの嵌合部を形成するために構造が複雑である。また、ロック部材は作用するトルクにより寿命が短く信頼性に欠ける。さらに、ロック部材はロック位置において両フライホイールに挟まれるため、ロック解除位置に移動不能になることも考えられる。

【0005】本発明の目的は、簡単な構造で低速回転域において第1フライホイールと第2フライホイールとを相対回転不能に連結することにある。本発明の他の目的は、信頼性の高い構造で低速域において第1フライホイールと第2フライホイールとを相対回転不能に連結することにある。

【0006】

【課題を解決するための手段】請求項1に記載のフライホイール組立体は、第1フライホイールと第2フライホイールと弾性連結部とロック機構とを備えている。第2フライホイールは、第1フライホイールと相対回転自在に配置されている。弾性連結部は、第1フライホイールと第2フライホイールとを回転方向に連結する。ロック機構は、第1フライホイールと前記第2フライホイールとの相対角度が所定角度以上になると両フライホイールを相対回転不能に連結する。

【0007】第1フライホイールが回転すると、弾性連結部を介して第2フライホイールにトルクが伝達される。低回転域で共振点を通過すると過大トルク変動により第1フライホイールと第2フライホイールの捩じり角度が大きくなり、ロック機構が両フライホイールを相対回転不能に連結する。このため、両フライホイール間の捩じり振動が防止され、弾性連結部等の破損や共振時の音／振動が生じにくくなる。

【0008】請求項2に記載のフライホイール組立体では、ロック機構は、第1フライホイールと第2フライホイールとを連結する摩擦クラッチを含んでいる。摩擦クラッチは構造が簡単であり、第1フライホイール及び第2フライホイールに特別に加工する必要がない。また、摩擦クラッチは寿命及び動作性における信頼性が高い。

【0009】請求項3に記載のフライホイール組立体では、ロック機構は、レバー機構と、レバー機構に設けられ前記第1フライホイールと前記第2フライホイールとを相対回転不能に連結可能なクラッチと、第1フライホイールと第2フライホイールとの捩じり相対角度が所定角度以上になるとレバー機構を作動する作動機構とを含む。

【0010】レバー比により大きな付勢力が得られ、第1フライホイールと第2フライホイールとの連結が確実になっている。請求項4に記載のフライホイール組立体では、ロック機構は、遠心力により第1フライホイールと第2フライホイールとの連結を抑制する慣性質量体を含んでいる。

【0011】請求項5に記載のフライホイール組立体では、クラッチは、第1フライホイールと第2フライホイールとを連結する摩擦クラッチである。請求項6に記載のフライホイール組立体では、レバー機構は、支点が第1フライホイールに固定されたレバーを含んでいる。摩擦クラッチは、レバーに設けられ第2フライホイールに対向する。

【0012】請求項7に記載のフライホイール組立体では、第2フライホイールは、第1フライホイール側に突出し摩擦クラッチが対向する摩擦係合部を有している。請求項8に記載のフライホイール組立体では、摩擦係合部は、第2フライホイールの外周から第1フライホイール側に延びる円筒部の内周面である。摩擦クラッチは円筒部の内周面に沿った弧状面を有している。

【0013】請求項9に記載のフライホイール組立体では、レバーの一端には作動機構が当接可能な被作動部が設けられている。慣性質量体はレバーの他端に設けられている。請求項10に記載のフライホイール組立体では、作動機構は、被作動部に当接可能な傾斜押し上げ面を有している。

【0014】請求項11に記載のフライホイール組立体では、レバー機構は、被作動部に設けられた回転体をさらに含んでいる。このため、作動機構が被作動部を作動させるときの動作がスムーズになる。請求項12に記載のフライホイール組立体では、作動機構は、第2フライホイールに固定され弾性連結部を収容する収容部を有するフランジ部材である。

【0015】請求項13に記載のフライホイール組立体では、弾性連結部は、回転方向に直列に配置された複数の弾性部材を有している。そのため、低剛性・広捩じり角度の捩じり特性が得られ、低速走行時のこもり音が生じにくくなる。

【0016】
40 【発明の実施の形態】図1及び図2に、本発明の一実施形態としてのフライホイール組立体1を示す。このフライホイール組立体1は、エンジンのクランクシャフト（図示せず）の後端に取り付けられ、図示しないクラッチ装置を介してトランスミッション側にトルクを伝達する装置である。

【0017】このフライホイール組立体1は、第1フライホイール2、第2フライホイール3、ダンパー機構5及びレバー機構7から主に構成されている。第1フライホイール2は円板状の部材であり、中心部にはトランスミッション側（図2右側）に延びる筒状の中央ボス2a

が形成されている。この中央ボス2aには、クランクボルト11が挿通される孔2bが形成されている。また、中央ボス2aの内周側には軸受15が固定されている。この軸受15は、トランスミッション側から延びる図示しないメインドライブシャフトの先端を相対回転自在に支持する。中央ボス2aの外周には軸受4が設けられている。この軸受4を固定するために、中央ボス2aの先端には円板状の固定プレート12がボルト13により固定されている。第1フライホイール2の外周には、リングギア14が固定されている。

【0018】第2フライホイール3は、第1フライホイール2より内径が大きい円板形状の部材である。第2フライホイール3の内周部は、軸受4を介して第1フライホイール2の中央ボス2aに相対回転自在に支持されている。第2フライホイール3のトランスミッション側には平坦な摩擦面3aが形成されている。さらに、摩擦面3aより内周側には、円周方向に延びる複数の空気孔3bが形成されている。空気孔3bは第2フライホイール3を軸方向に貫通している。第2フライホイール3の外周部には、エンジン側(図2の左側)すなわち第1フライホイール2側に突出する円筒突出部3cが形成されている。円筒突出部3cの内周面は摩擦面3dになっている。

【0019】ダンパー機構5は、第1フライホイール2と第2フライホイール3との間の空間に配置されている。このダンパー機構5は、第1フライホイール2と第2フライホイール3とを所定角度範囲内で相対回転可能に連結している。ダンパー機構5は、主に、第1ドライブプレート21、第2ドライブプレート22、ドリブンプレート23、複数のコイルスプリング24及びフロート体機構25から構成されている。第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22はそれぞれ板金製円板形状の部材であり、軸方向に所定距離だけ離れて配置されている。第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22は、外周部が複数のリベット27により第1フライホイール2に固定されている。このリベット27により、第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22との軸方向の距離が維持されている。第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22との径方向中間部には、円周方向に延びる窓孔21a、22aが形成されている。3つの窓孔21a、22aの半径方向両側には切り起し部21b、22bが形成されている。

【0020】ドリブンプレート23は、第1ドライブプレート21と第2ドライブプレート22との間に配置された円板形状の部材である。ドリブンプレート23の内周部には、トランスミッション側にわずかに突出しボルト孔が形成されたボス23aが形成されている。トランスミッション側から第2フライホイール3の内周部に形成された孔を通ってボルト29が、ボス23aのボルト

孔に螺合している。すなわち、ボルト29によりドリブンプレート23は第2フライホイール3に固定されている。ドリブンプレート23の内周面は、軸受4のアウターレースに固定されている。ドリブンプレート23には、第1及び第2ドライブプレート21、22の窓孔21a、22aに対応する窓孔が形成されている。この窓孔は外周縁がなく、半径方向外側に開いている。この窓孔の形状は、ドリブンプレート23に半径方向外側に延びる3つの支持部23bが形成されていると見ることもできる。3つの支持部23aの円周方向間が前述の窓孔となっている。支持部23bは、半径方向外方にいくにしたがって円周方向に両側に広がる扇形になっている。また、支持部23bの半径方向外側にはさらに円周方向両側に延びる飛び出し制限部23cが形成されている。支持部23bの外周縁のR2回転方向側に、R2側にいくにしたがって徐々に半径方向外方に高くなる押し上げ面23dが形成されている。

【0021】第1及び第2ドライブプレート21、22の窓孔21a、22aとドリブンプレート23の各窓孔内には、それぞれ1対のコイルスプリング24が配置されている。1対のコイルスプリング24はダンバー機構円周の接線方向に直線状に延びている。個々のコイルスプリング24は、大小2つのコイルスプリングが同心に配置されて構成されている。

【0022】フロート体機構25は、各窓孔内に配置された1対のコイルスプリング24間に配置され、両コイルスプリング24間のトルク伝達を行うための中間連結機構である。フロート体機構25は、3個のフロート体30と、1対のリング状プレート41、42とから構成されている。各フロート体30は、各窓孔内において2個のコイルスプリング24間に配置されている。フロート体30は、半径方向外側にいくにしたがって円周方向幅が広くなる扇形になっている。さらに、フロート体30の半径方向外側には、円周方向両側に延び両コイルスプリング24の半径方向外側への飛び出しを制限する飛び出し制限部30aが形成されている。図2に示すように、フロート体30はコイルスプリング24の端面に確実に当接するために、軸方向両側に延びる突出部を有している。2枚のリング状プレート41、42は、第1及び第2ドライブプレート21、22の内周部軸方向間に配置されている。このリング状プレート41、42はフロート体30の半径方向内側端がリベット43により振動自在に固定されている。

【0023】リング状プレート42と第2ドライブプレート22の内周縁は、ドリブンプレート23のボス23a外周面に当接している。レバー機構7は、低速回転領域における過大トルク変動により第1フライホイールと第2フライホイールとの捩じり角度が大きくなると、両者を連結する(両部材間の相対回転をなくす)ための機構である。レバー機構7は、第1フライホイール2と第

2フライホール3との軸方向間において円周方向に等間隔で3か所に配置されている。以後は、1つのレバー機構7についてのみ説明する。

【0024】レバー機構7は、円弧状に延びるレバー32、レバー32に固定された摩擦クラッチ34、レバー32の一端に設けられた慣性質量体36及びレバー32の他端に設けられたローラー38とから構成されている。レバー32の円周方向中間部は、支点ボルト33により第1フライホイール2に固定された支点となっている。この支点ボルト33を中心に、レバー32は揺動可能となっている。摩擦クラッチ34はレバー32の支点ボルト33よりR2回転方向側に配置されており、第2フライホイール3の円筒突出部3c内周面に形成された摩擦面3dに対向している。さらに、摩擦クラッチ34の摩擦面3dに対向する側の面には摩擦材35が固定されている。摩擦クラッチ34及び摩擦材35は、円筒突出部3cの内周面に沿う円弧形状面を有している。慣性質量体36は、レバー32のR1回転方向端に設けられている。また、ローラー38はレバー32のR2回転方向端に設けられている。

【0025】次にフライホイール組立体1の動作について説明する。図示しないエンジンが始動すると、クランクシャフトから第1フライホイール2にトルクが伝達される。トルクは、第1フライホイール2からダンパー機構5を介して第2フライホイール3に伝達される。低回転数領域（たとえば回転数0～500 rpm）での共振点通過時にフライホイール組立体1で過大トルク変動が生じると、第1フライホイール2と第2フライホイール3との捩じり角度が大きくなる。このときダンパー機構5においては、コイルスプリング24が圧縮され、ドライブプレート21、22とドリブンプレート23との捩じり角度が大きくなる。すると、ドリブンプレート23の支持部23dかレバー機構7を作動させ、第1フライホイール2と第2フライホイール3を相対回転不能に連結する。その結果、ダンパー機構5等の破損や音／振動が生じにくくなる。

【0026】レバー機構7の連結状態について詳細に説明する。図4に示す状態では、トルク変動はあったとしても小さく、慣性質量体36（図1）が遠心力により半径方向外方に移動することで摩擦クラッチ34が円筒突出部3cの摩擦面3d側に移動するのが抑えられている。ドライブプレート21、22とドリブンプレート23との捩じり角度が大きくなると、たとえば図5に示すように、ドリブンプレート23の支持部23bがレバー機構7に対してR1回転方向に移動し、支持部23bの押し上げ面23dがローラー38を半径方向外方に移動させる。ローラー38が回転することでレバー機構7は

スムーズに動作する。その結果、レバー32を介して摩擦クラッチ34の摩擦部材35が円筒突出部3cの摩擦面3dに押し付けられる。このとき、摩擦クラッチ34が円筒突出部3cに付勢される力は、支持部23bがローラー38を付勢する力をレバー比倍したものである。このように、レバー機構7により大きな付勢力が得られ、第1フライホイール2と第2フライホイール3との連結が確実にされる。

【0027】エンジンの回転数が高くなると（たとえば500 rpm以上）、第1フライホイール2のトルクはダンパー機構5を介して第2フライホイール3に伝達される。ダンパー機構5には1対の直列コイルスプリング24が3組設けられているため、捩じり剛性が低くなるとともに捩じり角度が広くなっている。そのため、摩擦抵抗発生機構を設ける必要がなく、各部材間に生じるわずかな摺動抵抗でねじり振動を減衰できる。以上の結果、走行時における駆動系歯打ち音及びこもり音が低減されている。

【0028】
20 【発明の効果】本発明に係るフライホイール組立体では、低回転数域で共振点を通過すると過大トルク変動により第1フライホイールと第2フライホイールの捩じり角度が大きくなり、ロック機構が両フライホイールを相対回転不能に連結するため、両フライホイール間の捩じり振動が防止され、弾性連結部等の破損や共振時の音／振動が生じにくくなる。

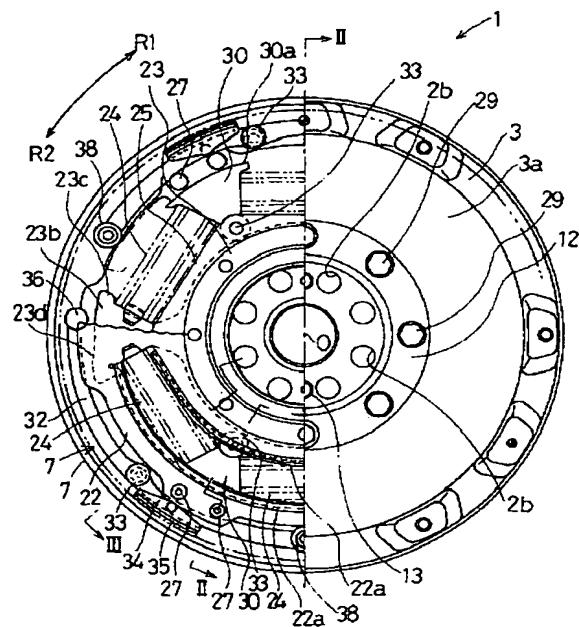
【図面の簡単な説明】
【図1】本発明の一実施形態としてのフライホイール組立体の平面図。

30 【図2】図1のII-II断面図。
【図3】図1のIII-III断面図。
【図4】レバー機構における連結解除状態を示す一部断面平面図。

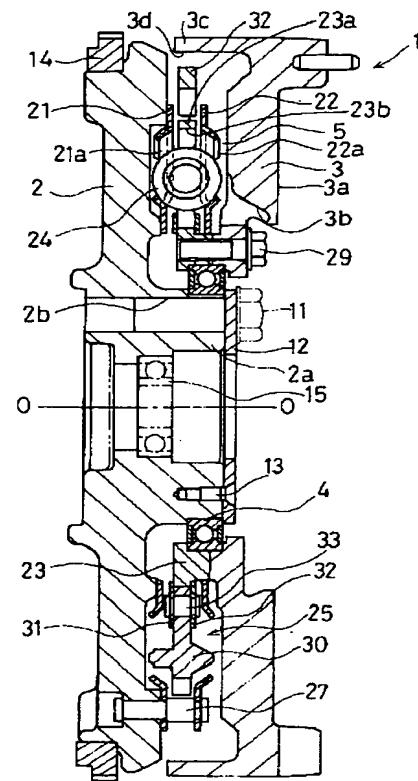
【図5】レバー機構における連結状態を示す一部断面。
【符号の説明】

- | | |
|----|------------|
| 1 | フライホイール組立体 |
| 2 | 第1フライホイール |
| 3 | 第2フライホイール |
| 5 | ダンパー機構 |
| 40 | 7 レバー機構 |
| 32 | レバー |
| 33 | 支点ボルト |
| 34 | 摩擦クラッチ |
| 35 | 摩擦材 |
| 36 | 慣性質量体 |
| 38 | ローラー |

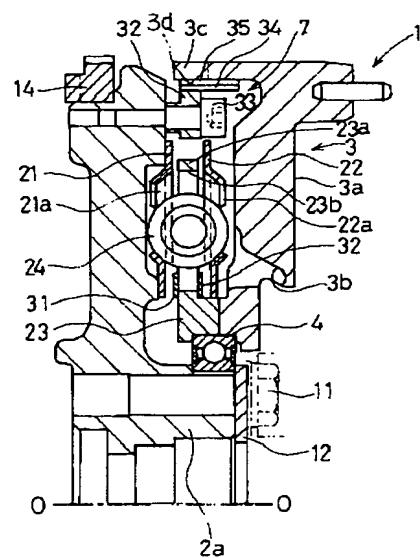
【図1】



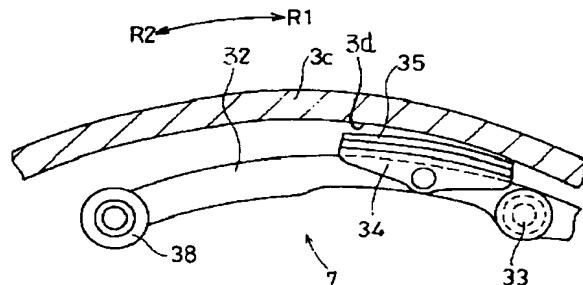
【図2】



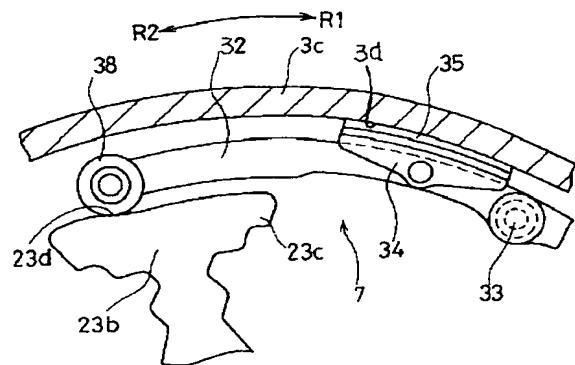
【図3】



【図4】



【図5】



【公報種別】特許法第17条の2の規定による補正の掲載

【部門区分】第5部門第2区分

【発行日】平成13年10月31日(2001.10.31)

【公開番号】特開平10-26186

【公開日】平成10年1月27日(1998.1.27)

【年通号数】公開特許公報10-262

【出願番号】特願平8-180942

【国際特許分類第7版】

F16F 15/30

15/131

【F I】

F16F 15/30 G
P

【手続補正書】

【提出日】平成13年2月19日(2001.2.19)

【手続補正1】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0008

【補正方法】変更

【補正内容】

【0008】請求項2に記載のフライホイール組立体では、ロック機構は、第1フライホイールと第2フライホイールとを連結する摩擦クラッチを含んでいる。摩擦クラッチは構造が簡単であり、第1フライホイール及び第2フライホイールに特別に加工する必要がない。また、摩擦クラッチは寿命が長く及び動作性における信頼性が高い。

【手続補正2】

【補正対象書類名】明細書

【補正対象項目名】0025

【補正方法】変更

【補正内容】

【0025】次にフライホイール組立体1の動作について説明する。図示しないエンジンが始動すると、クランクシャフトから第1フライホイール2にトルクが伝達される。トルクは、第1フライホイール2からダンパー機構5を介して第2フライホイール3に伝達される。低回転数領域(たとえば回転数0~500 rpm)での共振点通過時にフライホイール組立体1で過大トルク変動が生じると、第1フライホイール2と第2フライホイール3との捩じり角度が大きくなる。このときダンパー機構5においては、コイルスプリング24が圧縮され、ドライブプレート21, 22とドリブンプレート23との捩じり角度が大きくなる。すると、ドリブンプレート23の支持部23bがレバー機構7を作動させ、第1フライホイール2と第2フライホイール3を相対回転不能に連結する。その結果、ダンパー機構5等の破損や音/振動が生じにくい。